

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

**Katedra energetiky**

## **Využití odpadního tepla z ohřívací pece**

## **Utilization of Waste Heat from the Heating Furnace**



Student: **Bc. Radim Brhel**

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jan Matoušek, Ph.D.**

Ostrava 2014

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Radim Brhel**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **2302T006 Energetické stroje a zařízení**  
Téma: **Využití odpadního tepla z ohřívací pece**  
**Utilization of Waste Heat from the Heating Furnace**

Zásady pro vypracování:

Práce bude obsahovat:

1. Popis stávající technologie a technických možností využití tepla spalin.
2. Výpočet množství spalin a tepelný spád pro využití ve výměníku tepla.
3. Hydraulický a aerodynamický výpočet výměníku s návrhem spalínového ventilátoru a oběhového čerpadla.
4. Návrh způsobu využití odpadního tepla k ohřevu teplé vody.

Seznam doporučené odborné literatury:

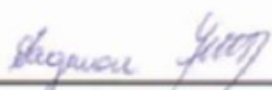
KRBK, J. *Strojní zařízení tepelných centrál*. Brno, 1999.  
RAŽNJEVIČ, K. *Termodynamické tabulky*. Bratislava, 1984.  
DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Praha, 2005.  
ČERNÝ, V. *Parní kotle a spalovací zařízení*. Praha, 1975.  
[www.trz.cz](http://www.trz.cz)

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jan Matoušek, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014

  
prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.  
vedoucí katedry



  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: .....

.....

Bc. Radim Brhel

## **Prohlašuji, že**

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorských práv, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby.

V Ostravě:

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Radim Brhel

Adresa trvalého pobytu autora práce: Slezská 4769, Zlín

## **Anotace diplomové práce**

Brhel, R. *Využití odpadního tepla z ohřívací pece: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2014, 62s.  
Diplomová práce, vedoucí: Ing. Jan Matoušek, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhem výměníku tepla na využití odpadního tepla spalin z ohřívací pece. První část pojednává o využívání druhotných energetických zdrojů. Druhá část práce je věnována jednotlivým typům výměníku tepla, včetně způsobů přestupu tepla a použití výměníků. Bilanční výpočet využitelného tepla spalin a určení způsobu využití pro ohřev teplé užitkové vody. V závěru byla provedena ekonomická bilance projektu.

## **Annotation of thesis**

Brhel, R. *Utilization of Flue Gases Waste Heat from Preheating Furnace, Master Thesis*. Ostrava: Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energy Engineering, 2014, 62p.  
Thesis, head: Ing. Jan Matoušek, Ph.D.

The graduation thesis deals with proposal of the utilization of flue gases waste heat from preheating furnace. The first part treats for using secondary sources of energy. The second part of the thesis is devoted to particular types exchangers including ways of heat transfer and application exchangers. Balanced calculation of utilizable gas waste heat and determine method to use supply water. Economic evaluation of the whole project was done in the end of the master thesis.

**Klíčová slova:** odpadní teplo, výměník, teplá užitková voda

**Keywords:** waste head, exchanger, heating supply water

## **Poděkování**

Rád bych zde poděkoval všem, kteří mi pomáhali při psaní mé diplomové práce. Také zde děkuji panu Ing. Janu Matouškovi, Ph.D. za jeho průběžné vedení, důležité poznámky a návrhy k mé diplomové práci.

## Obsah

1. Úvod .....	1
2. Druhotné energetické zdroje (DEZ) .....	2
3. Využití odpadního tepla spalin .....	3
4. Průmyslové plynové spotřebiče .....	4
4.1 Plyná paliva k tepelnému procesu v průmyslu .....	4
4.2 Tepelné ztráty průmyslových pecí .....	4
4.3 Účinnost průmyslových pecí .....	5
5. Hořáky na zemní plyn .....	6
5.1 Dělení hořáků .....	6
6. Výměníky tepla .....	8
6.1 Dělení výměníku tepla .....	9
6.1.1 Podle pracovního principu .....	9
6.1.2 Podle účelu a použití .....	9
6.1.3 Podle způsobu přenosu tepla .....	10
6.1.4 Podle směru proudění médií .....	10
6.1.5 Trubkové výměníky tepla .....	11
6.1.6 Deskové výměníky tepla .....	14
7. Tepelný výpočet výměníku .....	16
7.1 Sdílení tepla vedením .....	16
7.2 Sdílení tepla zářením .....	17
7.3 Sdílení tepla prouděním .....	17
7.4 Tepelná bilance .....	18
7.5 Vedení a prostup tepla .....	19
7.6 Přestup tepla při proudění média .....	21
8. Návrh tepleného výměníku .....	27
8.1 Výpočet tepelné bilance navrhovaného výměníku.....	28
8.1.1 Teplotní spád pro protiproudý výměník .....	32
8.1.2 Tepelná bilance pro spaliny.....	32
8.1.3 Tepelná bilance pro vodu .....	34
8.2 Výpočet základních parametrů výměníku .....	35
9. Hydraulický a aerodynamický výpočet tlakových ztrát .....	37
10. Popis technologických součástí .....	40
10.1 Návrh ventilátoru .....	40

10.2	Návrh oběhového a cirkulačního čerpadla .....	40
10.3	Akumulační nádrž .....	43
10.4	Spalinová klapka .....	44
10.5	Regulátor .....	45
10.6	Tlaková expanzní nádoba .....	46
11.	Konstrukční řešení a systémová regulace .....	47
12.	Ekonomické vyhodnocení .....	49
13.	Závěr .....	51
14.	Seznam použité literatury .....	52
15.	Seznam příloh .....	52



## Seznam použitých značek a symbolů

$V_{O_2}$	$[m_N^3 \cdot m^{-3}]$	objem kyslík teoretický suchý
$V_{vz,t}^s$	$[m_N^3 \cdot m^{-3}]$	objem vzduch teoretický suchý
$V_{vz}^s$	$[m_N^3 \cdot m^{-3}]$	objem vzduch suchý
$n$	[1]	přebytek vzduchu
$v$	[1]	množství vodní páry vzduchu
$V_{vz}$	$[m_N^3 \cdot m^{-3}]$	objem vzduchu
$V_{sp,t}^s$	$[m_N^3 \cdot m^{-3}]$	objem spalin teoretické suché
$V_{sp}^s$	$[m_N^3 \cdot m^{-3}]$	objem spalin suchých
$V_{sp}^v$	$[m_N^3 \cdot m^{-3}]$	objem spalin vlhkých
$V_{sp}$	$[m_N^3 \cdot m^{-3}]$	objem tok spalin
$c_{pCO_2}$	$[kJ \cdot m_N^{-3} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita oxidu uhličitého
$c_{pN_2}$	$[kJ \cdot m_N^{-3} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita dusíku
$c_{pH_2O}$	$[kJ \cdot m_N^{-3} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita vody
$c_{p_{sp}}$	$[kJ \cdot m_N^{-3} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita spalin
$m_{H_2O}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní tok vody
$V_{H_2O}$	$[m^3 \cdot h^{-1}]$	objemový tok vody
$\rho_{H_2O}$	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota vody
$Q$	[W]	výkon výměníku
$\Delta t_{sp}$	[°C]	střední teplota spalin
$Pr$	[1]	Prantlovo kritérium
$Re$	[1]	Reynoldsovo kritérium
$Nu$	[1]	Nusseltovo kritérium
$Gr$	[1]	Grashofovo kritérium
$D$	[mm]	vnější průměr trubky
$d$	[mm]	vnitřní průměr trubky
$c$	[1]	konstanta závislá na druhu proudění
$n$	[1]	charakteristický rozměr trubek
$S_1$	[mm]	příčná rozteč trubky
$S_2$	[mm]	podélná rozteč trubek
$\varepsilon_s$	[1]	poměrná rozteč trubek

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$	[1]	součinitele přestupu tepla v prvních dvou řadách
$\alpha_1$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	střední součinitel pro celý svazek
$T_{trub, cel}$	[1]	celkový počet trubek
$\Delta t_{H_2O}$	$[^{\circ}C]$	střední teplota vody
$l$	$[mm]$	tloušťka stěny trubky
$\lambda_{ocel}$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	tepelná vodivost oceli
$l_{tr}$	$[m]$	délka trubky
$w_{H_2O, skut}$	$[m \cdot s^{-1}]$	skutečná rychlost vody
$w_{H_2O, přívod}$	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost vody v přívodním potrubí
$w_{sp, přívod}$	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost spalin v přívodním potrubí
$d_{H_2O, přívod}$	$[m]$	průměr přívodního potrubí pro vodu

# 1. Úvod

Jako velký problém současnosti je více a více rostoucí spotřeba energie. Dochází i k trvalému zvyšování cen energií. Primární zdroje jako například plyn, ropa, uhlí, nejsou nevyčerpatelné a jejich využitím dochází k velkému zatížení na životní prostředí. Je tedy nezbytné provést změny k snižování spotřeby energie využitím nových zdrojů energie či zefektivnit ty stávající.

Jednou z možností úspor energie je využívání odpadního tepla spalin při spalování zemního plynu. Odpadní teplo spalin řadíme jako druhotný energetický zdroj. Lze využít spalné a latentní teplo obsažené ve spalinách. Odpadní teplo ze spalin je často vypouštěno do atmosféry. Technologie horkých trubic (výměníky tepla) nám umožní přeměnu tohoto nevyužitého tepla do využitelné formy energie. Toto zachycené teplo se může využít v řadě aplikací, například k výrobě elektrické energie, chlazení průmyslových procesů nebo budov, k vytápění budov a výrobních hal, ohřev užitkové vody atd.

Ve své práci se zabývám využitím odpadního tepla z ohřívací pece. Cílem této práce je navrhnout tepelný výměník pro ohřev teplé užitkové vody.

## 2. Druhotné energetické zdroje (DEZ)

Druhotné energetické zdroje vznikají jako vedlejší produkt technologické výroby, nebo jiné lidské činnosti. Využitím se snižuje palivoenergetická náročnost výroby, nahrazuje spotřebu primárních energetických zdrojů (PEZ) a docílí se i k energetickým úsporám.

DEZ lze rozdělit do tří skupin:

### a) Druhotná tlaková energie

- Jedná se o energii par a plynů, které odcházejí z technologických procesů s přetlakem.

### b) Druhotné teplo

- Je to odpadní teplo ve stavu látky tuhé či plynné technologické nebo energetické povahy.

### c) Druhotná paliva

- Jsou to odpady vznikající při výrobním procesu. Technologické odpady ve formě tuhé, kapalné a plynné.

Využitelnost DEZ je dána:

### a) Technickými možnostmi

- Pokud je technické provedení realizace využití DEZ možné.

### b) Ekonomickými podmínkami

- Pokud jsou náklady na využívaný zdroj nižší než při využití jiného zdroje energie, která je z PEZ.

### c) Podmínky životního prostředí

- Jedná se o využití skládkového plynu při spalování odpadů odpadních, komunálních a průmyslových.

### **3. Využití odpadního tepla spalín**

Odpadní teplo, jakožto druhotný energetický zdroj, vzniká při řadě technologických procesů v nejrůznějších průmyslových oblastech jako například v hutnictví, metalurgii a mnohé další. V technologických zařízeních jako jsou sušárny, pece, spalovny odpadů vznikají teplé spaliny, které zbytečně odchází do komína. Dále je zde nevyužíván ohřátý vzduch, který bez přínosu je vypouštěn do okolního prostředí. Přidáním ekonomizéru do proudu spalín dosáhneme využití odpadního tepla, které můžeme dále využít k ohřevu teplé užitkové vody. Jedná se o výměník využívající tepla spalín, jenž je složen z trubek, jimiž protéká ohřívána voda.

### **4. Průmyslové plynové spotřebiče**

Plynové pece jsou nejvýznamnější skupina průmyslových plynových spotřebičů. Tepelně se zde zpracovávají výrobky ze strojírenství, hutnictví a dalších průmyslových oborů:

- Konstrukční ocel, výrobky z plechu, ocelové výkovky a odlitky
- Ploché a laboratorní sklo, obalové sklo
- Výrobky na stavební průmysl (cihla, vápno, ...)
- Keramika sanitární a užitková, umělecká keramika, dlaždicové materiály a obkladové materiály
- Suroviny na výrobu barev
- Textilní výroba
- Výroba osvětlovaných těles

#### **4.1 Plynná paliva k tepelnému procesu v průmyslu**

Plynné palivo je směs hořlavých a nehořlavých plynů. Tyto plyny při spalování se vzduchem uvolňují teplo a využívají se na výrobu tepla v domácnosti, průmyslu a k vytápění. V České Republice se na tyto účely využívá zemní plyn dovážený z Norska. Při zpracování ropy vznikají kapalné plyny jako propan a butan, mohou se využít zejména pro maloodběratele, kde nemáme k dispozici zemní plyn. Další palivo, používané zejména

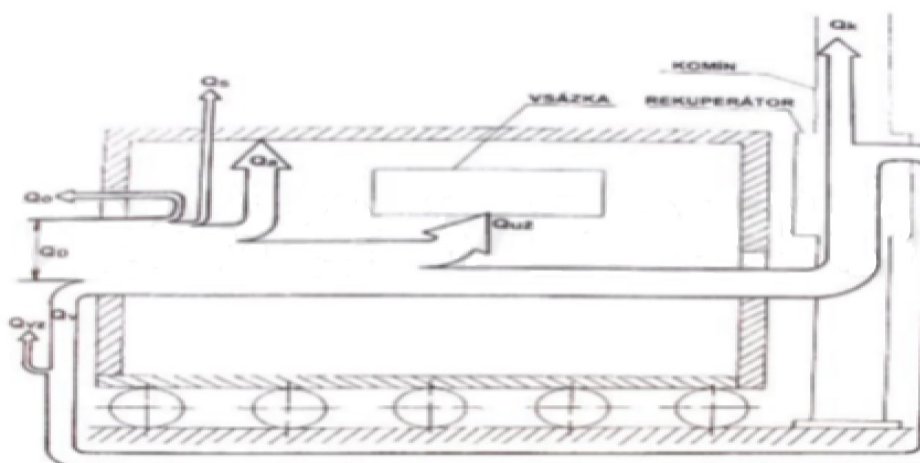
v průmyslových podnicích je zemní plyn z důlní degazace. Využívaný je i koksárenský plyn, jenž vzniká jako vedlejší produkt při karbonizaci černých uhlí v koksovárnách.

## 4.2 Tepelné ztráty průmyslových pecí

Tepelné ztráty v plynových pecích uvádí část tepla plynových pecí. Toto teplo je dodané spalováním plynného paliva, který se nevyužije.

Tepelné ztráty:

- spalinami, které odchází z pracovního prostoru  $Q_k$
- stěnami spotřebičů  $Q_s$
- akumulací ve spotřebiči  $Q_a$
- sáláním z pracovního otvoru  $Q_o$



Obrázek 1 - Sankeyův diagram - tepelná bilance plynové pece

kde:

- $Q_D$  teplo přidané do pece spalováním zemního plynu
- $Q_v$  teplo přidané do pece ohřátým spalovacím vzduchem
- $Q_{už}$  teplo vsázky užitečné
- $Q_k$  tepelná ztráta spalinami, komínová ztráta
- $Q_a$  ztráta teplem akumulací v peci
- $Q_s$  ztráta teplem stěnou pece
- $Q_o$  tepelná ztráta sáláním z pracovního otvoru pece
- $Q_{vz}$  tepelná ztráta stěnou potrubí ohřátého vzduchu

### 4.3 Účinnosti průmyslových pecí

Stanoví se z rovnice:

$$\eta = \frac{Q_{uz}}{Q_D} \cdot 100$$

kde:

$Q_{uz}$  je množství tepla, potřebné k docílení požadovaných technologických vlastností tepelně zpracovaného výrobku [ $\text{kJ} \cdot \text{h}^{-1}$ , kWh]

$Q_D$  je celkové množství tepla přivedené peci spalováním plynného paliva [ $\text{kJ} \cdot \text{h}^{-1}$ , kWh]

Tabulka 1 - Průměrné hodnoty starších průmyslových plynových pecí

Technologický proces	Teplota vsázky [°C]	Účinnost pece, průměr [%]
Komorová, ohřev oceli	1150	26
Vozová, žíhání oceli	950	28
Kelímková tavící, AL	730	30
Vozová sušící, pískové formy	450	32

Tabulka 2 - Průměrné hodnoty nových typů plynových pecí, jenž mají vláknité izolace.

Technologický proces	Teplota vsázky [°C]	Účinnost pece, průměr [%]
Vozová, žíhání oceli	950	35
Komorová, ohřev oceli	120	45
Vozová, výpal porcelánu	1380	58
	Teplota spalovacího vzduchu	
	350	
	600	
	850	

## 5. Hořáky na zemní plyn

Hořáky jsou zařízení, v nichž se chemická energie plynu přemění spalováním na energii tepelnou, jsou zdrojem tepla pro plynové spotřebiče.

### 5.1 Dělení hořáků

Hořáky se dělí, podle těchto hledisek:

- a) Tlak zemního plynu – vychází z přetlaku zemního plynu na vstupu do hořáku (nízkotlaké s přetlakem do 5 kPa, středotlaké s přetlakem 5 až 400 kPa).
- b) Podle přívodu spalovacího vzduchu do hořáku

#### 1) Ejekční hořáky

Spalovací vzduch je zde přiveden ejekčním účinkem zemního plynu, jenž vytéká z trysky. Nepotřebují jako zdroj spalovací vzduch.

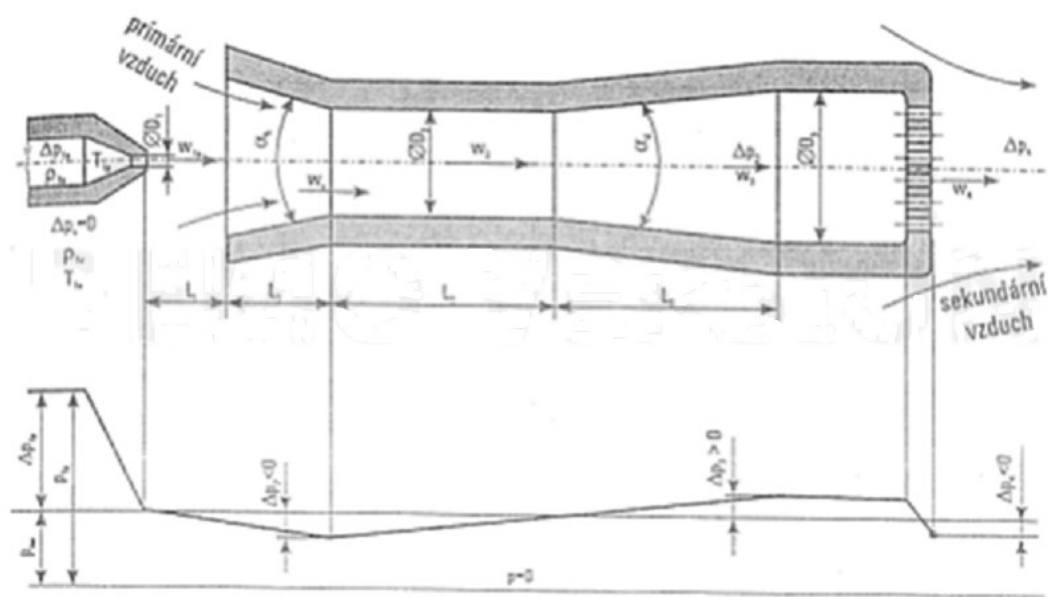
Atmosférické hořáky, které se taky nazývají jako nízkotlaké ejekční hořáky, jsou součástí veškerých domácích spotřebičů na plyn. Tyto hořáky nasávají do směšovače jen část celkového množství spalovacího vzduchu. Zbytek spalitelného vzduchu se přivede do plamene hořáků tahem spotřebiče.

Středotlaké hořáky mají uplatnění především pro otop plynových pecí v nejrůznějších průmyslových odvětvích. Hořáky nasají při vyšším tlaku plynného paliva do směšovače potřebný spalovací vzduch.

#### Konstrukce ejekčních hořáků

Funkční schéma je znázorněno na Obrázek, kde zemní plyn s přetlakem  $\Delta p_1$  vytéká z plynové trysky rychlostí  $w_{1p}$  a dělá tak ve směšovači podtlak. Spalovací vzduch je díky tomuto podtlaku nasáván z okolního prostředí do směšovače. V plynové trysce ejekčních hořáků se přeměňuje tlaková energie zemního plynu na energii kinetickou.





Obrázek 2 - Ejekční hořák

## 2) Hořáky s nuceným přívodem spalovacího vzduchu

Tato skupina plynových hořáků se používá především u technologických ohřevů v průmyslových pecích. Dále pak jako zdroj tepla pro energetické kotle. Tyto hořáky pracují s nízkým přetlakem zemního plynu do 5 kPa a s přetlakem spalovacího vzduchu 1 až 5 kPa. Radiální ventilátor je zdrojem spalovacího vzduchu, který je do hořáků přiveden studený nebo předehřátý v rekuperátoru.

### c) Směšování plynného paliva se vzduchem

- hořák bez předmísení plynu a vzduchu
- hořák s částečným předmísením a hořák s úplným předmísením plynu a vzduchu

### d) Přenos tepla v pracovním prostoru

- jedná se o hořáky s převážně konvekčním účinkem a hořáky sálavé.

### e) Spalování plynovzdušné směsy

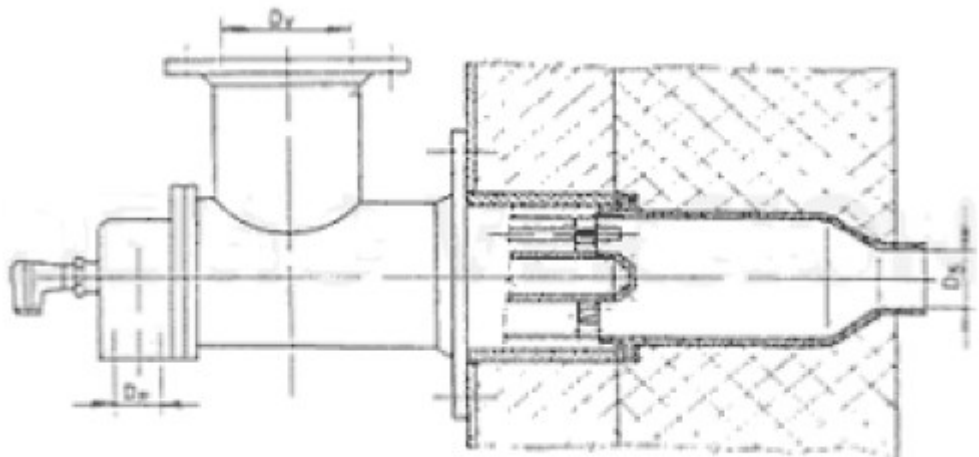
- Tento způsob rozdělujeme na hořáky:
- s volnými plameny

- s keramickými spalovacími kanály
- spalování na povrchu keramických sesek
- spalování v uzavřeném prostor

f) Rychlost spalin v ústí hořáku

Dle výstupní rychlosti spalin do prostoru spotřebiče můžeme hořáky dělit:

- s nízkou rychlostí spalin, to je do  $40 \text{ m.s}^{-1}$
- se zvýšenou rychlostí spalin, to je 40 až  $80 \text{ m.s}^{-1}$
- s vysokou rychlostí spalin (impulsní hořáky), to je 80 až  $150 \text{ m.s}^{-1}$ . Jedná se o impulsní hořáky, které pracují s vyššími výstupními rychlostmi spalin. Dynamickým účinkem těchto vysokých rychlostí spalin vzniká tlakové a homogenní prostředí.



Obrázek 3 - Impulsní hořák

## 6. Výměníky tepla

Výměníky (neboli předavače tepla) jsou zařízení, kde dochází k tepelné výměně mezi pracovními médii o jiné teplotě. Na primární straně cirkuluje teplé médium (spaliny z ohřívací pece) a na straně sekundární proudí studené médium (voda). Výměník by měl výkon dodaný teplým médiem odevzdat do studeného média, tak aby došlo co nejmenšímu rozdílu teplot na výstupu.

### 6.1 Dělení výměníku tepla

- 1) Dle pracovního principu (rekuperační, regenerační, směšovací)
- 2) Dle účelu a použití (chladiče, ohříváky, výparníky)
- 3) Dle způsobu přenosu tepla (konvekční, sálavé (radiační) a kombinované)
- 4) Dle směru proudění médií (souproudé, protiproudé, křížové a kombinované)

#### 6.1.1 Podle pracovního principu

##### a) Rekuperační

- Dochází zde k přestupu tepla mezi médii přes pevnou stěnu. Média proudí každá oddělena po obou stranách stěn. Využívají se pro znečištěná média, protože zde nedochází k žádnému přenosu hmoty.

##### b) Regenerační

- Ohřívané médium ohřívá výhřevnou plochu. Pak podél ohřáté stěny proudí ohřívací médium. Média mohou být s výhřevnou plochou ve styku postupně a střídavě. Mění se teplota stěny, roste i klesá s periodou ochlazování a ohřevem.

##### c) Tepelné trubice

- Jedná se o zvláštní typ výměníku. K přenosu tepla dochází při fázových změnách. Mají dobrou čistitelnost, jednoduchou konstrukci

##### d) Směšovací

- Pro přenos mezi kapalinou a vzdušinou.

### **6.1.2 Podle účelu a použití**

#### **a) Ohříváky**

- Zde ohřívané médium navyšuje svou teplotu, kdy nedochází ke změně fáze.

#### **b) Chladiče**

- Ochlazované médium sníží svou teplotu, nedojde ke změně fáze.

#### **c) Výparníky**

- Kapalina, která se zahřívá, se mění v páru.

#### **d) Přehříváky**

- Zřízení, které slouží ke zvyšování teploty přehřáté, mokré a syté.

#### **e) Parní generátory**

- Jsou to ohříváky, přehříváky, výparníky. Slouží k získání syté páry.

#### **f) Sušárny**

- Zařízení, kde přísunem tepla docílíme snížení vlhkosti látky a to pevné fázi.

### **6.1.3 Podle Způsobu přenosu tepla**

#### **a) Konvekční výměník**

- Zde je zásadní hlavně pro předání tepla proudění médií. Spaliny na vstupu mají teplotu 700 – 800 °C. Jedná se to lité rekuperátory a mohou být žebrované nebo jehlované. Výhodou je velmi rozvinutá teplosměnná plocha.

#### **b) Sálavý (radiační)**

- Teplo se předává sáláním, kde teplota spalin na vstupní straně je 800 – 900 °C.

#### **c) Kombinovaný výměník**

- Kombinace sálavého a konvenčního přestupu tepla, kde teplota spalin se nedá přesně určit.

### **6.1.3 Podle Směru proudění médií**

#### **a) Souproudé**

- Obě média proudí podél teplosměnné plochy stejným směrem.

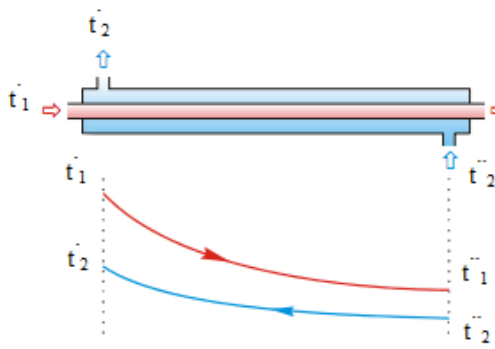
#### **b) Protiproudé**

- Obě média proudí podél teplosměnné plochy vůči sobě opačným směrem.

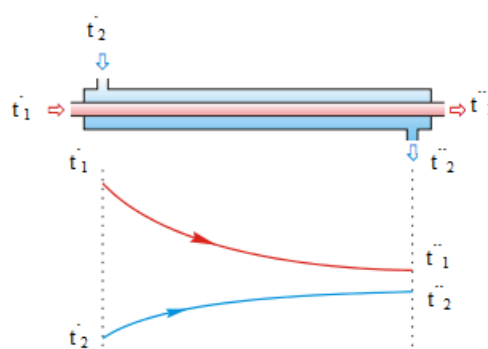
c) Křížové

- osy proudů médií jsou mimoběžné.

d) Kombinované



Obrázek 4 - Souprouté zapojení



Obrázek 5 - Protiproudé zapojení

### 6.1.5 Trubkové výměníky tepla

Trubkový výměník tepla je nejčastěji používaným typem výměníku. Je vhodný pro vysoké tlaky a teploty. Mohou být provedeny jako žebrované nebo hladké. Jako materiál se používá měď (dobrá tepelná vodivost) nebo austenitická ocel.

Jsou to jednoduchá zařízení sestávající se z jedné nebo více stočených trubek, kde přestupní plocha je tvořena vnějším pláštěm této trubky.



Obrázek 6 - Trubkový výměník tepla

Trubkový výměník je tvořen z pláště výměníku a dále pak z trubkového svazku. Plášť je tvořen válcovou či jinak tvarovanou nádobou, která má dvě klenuté dna. V plášti se nachází otvory pro vstup a pro výstup ohřívaného a ohřívacího média. První médium

proteče svazkem trubek v jednom směru. Druhé médium teče mezi trubkovým prostorem v opačném směru. Dojde k přenosu tepla mezi médii přes stěnu trubek.

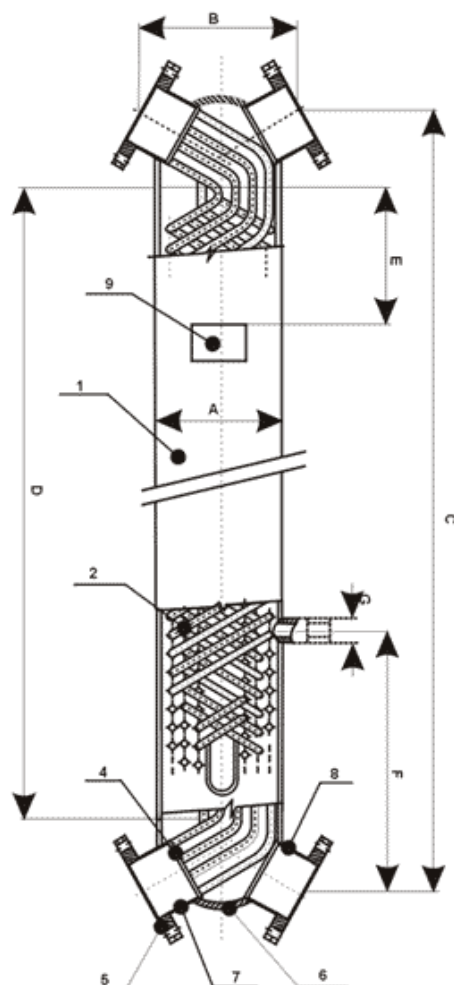
Trubkový svazek výměníku tepla je tvořen trubkovnicí, vlastními trubkami a vestavbami. Trubky jsou v trubkovnici upevněny buď pájením, přivařením nebo zaválcováním



Obrázek 7 - Trubkový výměník tepla pro použití odpadního tepla spalin

#### Spirálový trubkový výměník tepla

Jsou to celonerezové spirálové protiproudé výměníky tepla, svařované a nerozebíratelné. Mají uplatnění především pro systémy ústředního vytápění. Vyráběny jsou z austenické oceli. Lze je použít v průmyslu potravinářském, farmaceutickém i textilním. K přenosu tepla dochází na protiběžně vinutých spirálách z trubek.



Obrázek 8 - Spirálový trubkový výměník

- 1- Plášť nádoby
- 2- Svazek trubek
- 3- Držák trubek
- 4- Trubkovnice
- 5- Příruba
- 6- Dno
- 7- Hrdlo trubkovnice
- 8- Hrdlo pláště
- 9- Štítek výměníku

### 6.1.6 Deskové Výměníky tepla

Deskový rozebíratelný výměník se skládá ze sady desek, které jsou seřazeny za sebou. Desky jsou staženy pomocí šroubů mezi pevnou a přítlačnou deskou. Každá z desek je opatřena těsněním, tak je vytvořen systém oddělených kanálků pro průtok primárního a sekundárního média. V proudícím médiu dochází k turbulenci vlivem prolisování desky a tím i k zvětšení přenosu tepla.

Hlavní výhodou je dobrá rozebíratelnost, díky tomu jsou snadno udržovatelné a přizpůsobitelné pro potřebné výkony.



Obrázek 9 - Deskový výměník tepla

Dle typu spojení se dělí tyto typy výměníku na šroubované nebo pájené.

#### a) Šroubované

- Desky jsou staženy pomocí svorníků mezi pevnou čelní deskou a zadní deskou přítlačnou. Mají širokou škálu použití a jsou z nejrůznějších materiálů.

Výhody:

- Změna výkonu (přidáním či odebráním desek).
- Rozebíratelnost.



Nevýhody:

- Zanášenlivost výměníku.

#### b) Pájené

- Desky výměníku jsou společně spájeny mědí. Docílí se tak vysoké tlakové a teplotní odolnosti. Do výkonu 300 kW.

Výhody:

- Výměna tepla i při teplotních rozdílech 1K.
- Je zde menší spotřeba energie (větší součinitel přestupu tepla).
- Maximální využití materiálu.
- Jsou kompaktní (oproti trubkovým výměníkům).

## 7. Tepelný výpočet výměníku

Je přenos energie z oblastí o vyšší teplotě do oblastí s nižší teplotou. K šíření tepelné energie zde dochází vzájemným působením tří druhů přenosu tepla, vedením (kondukcí), prouděním (konvekcí) a zářením (radiací, sáláním).

### 7.1 Sdílení tepla vedením – kondukcí

Proces souvisí s tepelným pohybem a vzájemným energetickým působením molekul, iontů, atomů a elektronů. Teplo se přenáší v tuhých, kapalných a plyných tělesech. U tuhých neprůzračných látek je jediným mechanismem sdílení tepla.

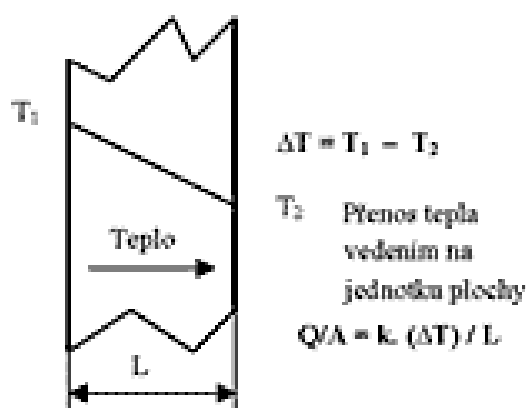
Základní vzorec pro výpočet vedení tepla (Fourierův zákon):

$$q = -\lambda \cdot \text{grad } t \rightarrow q = \frac{\lambda}{l} \cdot (t_{s1} - t_{s2}) \quad (1)$$

Tepelný tok:

$$Q = q \cdot S \quad (2)$$

$Q$	tepelný tok	[W]
$q$	měrný tepelný tok	[W.m <sup>-2</sup> ]
$\lambda$	součinitel tepelné vodivosti	[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$t_{s1}, t_{s2}$	časově neměnné teploty povrchů stěny	[°C, K]
$l$	tloušťka stěny	[m]
$S$	povrch stěny	[m <sup>2</sup> ]



Obrázek 10 - Vedení

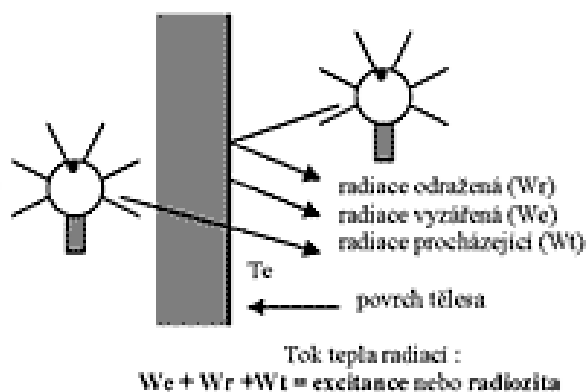
## 7.2 Sdílení tepla zářením – radiací, sáláním

Energie tepelného záření je přenášena elektromagnetickými vlnami, které vznikají v důsledku tepelného stavu těles. Elektromagnetické vlny se šíří rychlostí světla. Nevyžaduje k přenosu energii hmotného prostředí.

Intenzita vyzařování (Stefan-Boltzmannův zákon):

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (3)$$

$\varepsilon$	součinitel emisivity	[1]
$\sigma$	Stefan-Boltzmannova konstanta	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}]$
$T$	teplota povrchu tělesa	$[\text{°C}, \text{K}]$



Obrázek 11 - Záření

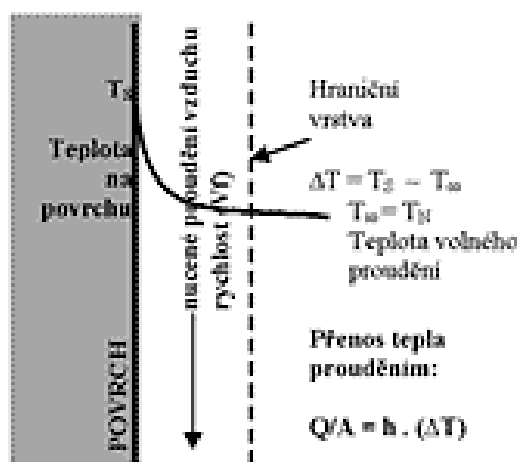
## 7.3 Sdílení tepla prouděním – konvekcí

Jedná se o přenos tepla mezi tekutinou a pevným povrchem při přímém styku.

Základní vzorec pro výpočet tepelného toku (Newtonova rovnice):

$$q = \alpha \cdot \Delta t = \alpha \cdot (t_{s1} - t_1) \quad (4)$$

$\alpha$	součinitel přestupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$t_{s1}$	teplota stěny	$[\text{°C}, \text{K}]$
$t_1$	teplota proudící kapaliny	$[\text{°C}, \text{K}]$
$\Delta t$	střední logaritmická teplota	$[\text{°C}, \text{K}]$



Obrázek 12 - Proudění

## 7.4 Tepelné bilance

Ve výměnících probíhá kombinovaný proces přenosu tepla. Jedná se o všechny druhy mechanismu přenosu tepla, jako vynucená a přirozená konvekce, vedení tepla a záření. U výměníku se nejčastěji jedná o konvekční přenos tepla.

Pro tepelný výpočet výměníku tepla platí dvě rovnice.

1) rovnice tepelné bilance

$$Q = m_1 \cdot c_1 \cdot (t_1' - t_1'') = m_2 \cdot c_2 \cdot (t_2'' - t_2') \quad (5)$$

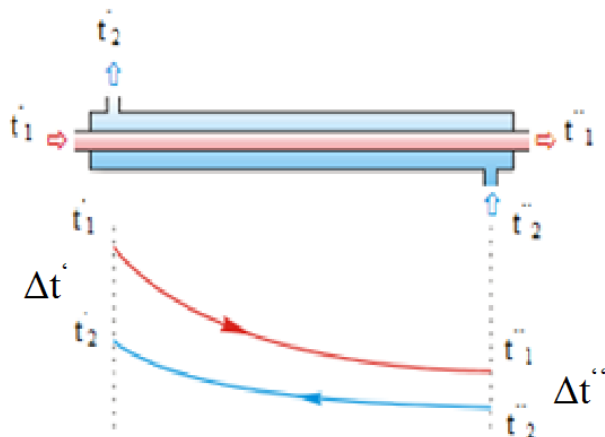
$Q$	tepelný výkon výměník	[W]
$m_1, m_2$	hmotnostní průtok teplejší a chladnější tekutiny	[kg.s <sup>-1</sup> ]
$c_{p1}, c_{p2}$	střední měrné tepelné kapacity	[J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$t_1', t_1''$	teplota ohřívacího média, vstup a výstup	[°C, K]
$t_2', t_2''$	teplota ohřívaného média, vstup a výstup	[°C, K]

2) rovnice prostupu tepla

$$Q = k \cdot \Delta t_{stř} \cdot S \quad (6)$$

$k$	součinitel prostupu tepla	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$\Delta t_{stř}$	střední logaritmický teplotní spád	[°C, K]
$S$	teplosměrná výhřevná plocha	[m <sup>2</sup> ]

Střední logaritmický teplotní spád



Obrázek 13 - Průběh teplot v protiproudém výměníku

$$\Delta t' = t_1' - t_2' \quad (7)$$

$$\Delta t'' = t_1'' - t_2'' \quad (8)$$

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \quad (9)$$

$\Delta t'$       teplotní spád na začátku výměníku      [°C, K]

$\Delta t''$       teplotní spád na konci výměníku      [°C, K]

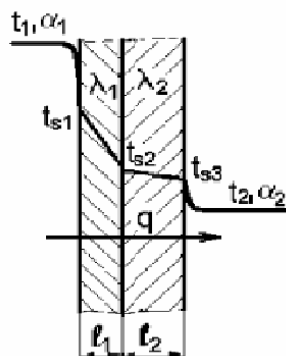
## 7.5 Vedení a prostup tepla

Tepelný tok stěnou je podmíněn různými teplotami jejích povrchů. Jestli jsou tyto teploty zadány, značí se tento děj jako vedení tepla stěnou.

Prostup tepla je přestup tepla z teplejší tekutiny do stěny. Rozdílné teploty povrchů stěny jsou dány působením chladnější a teplejší tekutiny. Pevná stěny tyto tekutiny odděluje. Jestliže jsou známy teploty obou médií, lze určit součinitele prostupu tepla i tepelné působení na povrch stěn.

Teplo sdělené rovinnou stěnou:

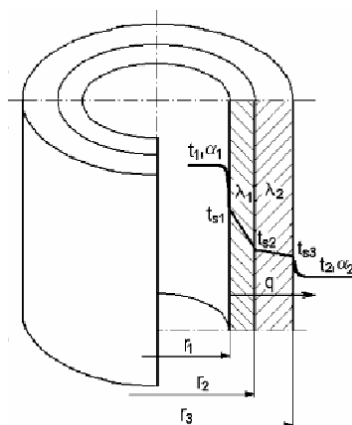
$$q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \cdot (t_1 - t_2) = k \cdot (t_1 - t_2) [W \cdot m^{-2}] \quad (7)$$



Obrázek 14 - Prostup tepla rovinnou stěnou

Teplo sdělené 1 metrem válcové stěny:

$$q = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{n+1}}} \cdot (t_1 - t_2) = k \cdot (t_1 - t_2) [W \cdot m^{-1}] \quad (8)$$



Obrázek 15 - Prostup tepla válcovou stěnou

k	součinitel prostupu tepla	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
t <sub>1</sub> , t <sub>2</sub>	teplota teplejší a chladnější tekutiny	[°C, K]
α <sub>1</sub> , α <sub>2</sub>	součinitel přestupu tepla, teplejší a chladnější strana	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
λ <sub>i</sub>	součinitel tepelné vodivosti i-té vrstvy	[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]

## 7.6 Přestup tepla při proudění tekutiny

V praxi se při výpočtu součinitele přestupu tepla vychází z kritériálních rovnic. Rovnice představují zobecnění výsledků experimentálního výzkumu pomocí teorie podobnosti.

Součinitel přestupu tepla se spočte z Nusseltova kritéria, které vyjádříme jako funkci dalších podobnostních kritérií.

Kritériální rovnice píšeme ve tvaru:

$$Nu = f(Re, Gr, Pr)$$

Nusseltovo kritérium

- Poměr tepla sdíleného konvekcí a tepla sdíleného vedením.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (9)$$

Reynoldsovo kritérium

- Poměr setrvačné síly a vazké síly.

$$Re = \frac{w \cdot L}{\nu} \quad (10)$$

Grashofovo kritérium

- Poměr součinu setrvačné a vztlačové síly a druhé mocnině vazké síly.

$$Gr = \frac{g \cdot L^3 \cdot \gamma \cdot \Delta t}{\nu^2} \quad (11)$$

Prantlovo kritérium

- Poměr převedené hybnosti a tepla.

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} \quad (12)$$

Kinematická viskozita

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (13)$$

$\alpha$	součinitel přestupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$L$	charakteristický rozměr	$[\text{m}]$
$\lambda$	součinitel tepelné vodivosti	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
$\gamma$	teplotní rozdíl mezi teplotou tekutiny a teplotou stěny trubky	$[\text{°C}]$
$\eta$	dynamická viskozita	$[\text{Pa} \cdot \text{s}]$

$\nu$	kinematická viskozita	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
$\rho$	hustota	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
$a$	součinitel teplotní vodivosti	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$

Přestup tepla ze spalin do stěny výměníku tepla se děje:

### 1) Sáláním

Výpočet pro nezaprášžený proud spalin. Pro zaprášžený proud se bere místo exponentu 3,6 exponent 4.

$$\alpha_{1-s} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{sn} + 1}{2} \cdot a_{sn} \cdot T_{sp-stř}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{tr}}{T_{sp-stř}}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_{tr}}{T_{sp-stř}}} \quad (14)$$

$T_{sp-stř}$	střední teplota spalin v daném úseku	$[^{\circ}\text{C}, \text{K}]$
$T_{tr}$	střední teplota vnějšího povrchu trubky	$[^{\circ}\text{C}, \text{K}]$
$a_{za}$	součinitel černosti stěn – volí se 0,8	$[-]$
$a_{sn}$	stupeň černost proudu spalin u střední teploty spalin	$[-]$

Pro vyhořelé spaliny se určí součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_{sn} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (15)$$

$-k \cdot p \cdot s$       sumární optická tloušťka sálavé vrstvy

Optická tloušťka sálavé vrstvy pro zaprášžený proud spalin se vypočte:

Pro nezaprášžený proud spalin je druhý člen roven nule.

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sn} \cdot \omega_c + \mu_{pk} \cdot k_{pk}) \cdot p \cdot s \quad (16)$$

$k_{sn} \cdot \omega_c$       součinitel oslabení sálání tříatomovými plyny (  $\text{CO}_2$  a  $\text{H}_2\text{O}$  )



Součinitel oslabení sálání se vypočte:

$$k_{sn} \cdot \omega_c = \left( \frac{2,49 + 5,11 \cdot \omega_{H_2O}}{\sqrt{p_c \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \frac{T_{sp-st^*}}{1000} \right) \cdot \omega_c \quad (17)$$

$\omega_c$	celkový poměrný objem CO <sub>2</sub> a H <sub>2</sub> O ve spalínách
$\omega_{H_2O}$	poměrný objem H <sub>2</sub> O
$p$	absolutní tlak v kotli, bez přetlaku
$p_c = p \cdot \omega_c$	parciální tlak (CO <sub>2</sub> a H <sub>2</sub> O)
$s$	sálavá efektivní tloušťka vrstvy spalin

Efektivní sálavá tloušťka vrstvy se vypočte:

$$s = 0,9 \cdot d \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_{pr} \cdot S_{pz}}{d^2} - 1 \right) \quad (18)$$

$d$	vnější průměr trubky	[m]
$S_{pr}$	střední hodnota příčného rozestupu trubek	[m]
$S_{pz}$	střední hodnota podélného rozestupu spalin	[m]

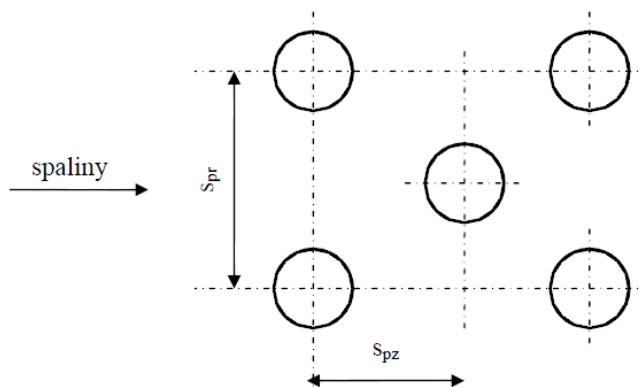
## 2) konvekci

U tohoto typu přestupu tepla se využívají kritériální rovnice.

a) Součinitel přestupu tepla při příčném proudění svazků trubek s vystřídáním uspořádáním trubek

- Pro výpočet se vychází ze základní kritériální rovnice, kde Nusseltovo číslo je funkcí Reynoldsova a Prantlova čísla. Tedy:

$$Nu = f(Re, Pr)$$



Obrázek 16 - Vystřídané uspořádání trubek

$$\alpha_{1-k} = C_s \cdot C_z \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d} \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \quad (19)$$

$\lambda_{sp}$  součinitel tepelné vodivosti spalin [ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ]

Součinitelé uspořádání trubek se určí na základě poměrných hodnot geometrického uspořádání trubek:

Poměrný příčný rozestup, volí se 2 až 4

$$\sigma_{pr} = \frac{s_{pr}}{d} \quad (20)$$

Poměrný podélný rozestup, volí se 1,7 až 3

$$\sigma_{pz} = \frac{s_{pz}}{d} \quad (21)$$

Poměrný úhlopříčný rozestup

$$\sigma_{úp} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_{pr}^2 + \sigma_{pz}^2} \quad (22)$$

Součinitel

$$\varphi_{\sigma} = \frac{\sigma_{pr} - 1}{\sigma_{úp} - 1} \quad (23)$$

Podle uspořádání trubek se volí korekční součinitel:

Pro

$$0,1 < \varphi_{\sigma} \leq 1,7 \quad C_s = 0,34 \cdot \varphi_{\sigma}^{0,5}$$

$$0,7 < \varphi_{\sigma} \leq 4,5 \text{ a } \sigma_{pr} < 3 \quad C_s = 0,275 \cdot \varphi_{\sigma}^{0,1}$$

$$\sigma_{pr} \geq 3 \quad C_s = 0,34 \cdot \varphi_{\sigma}^{0,5}$$

Korekční součinitel na počet řad se volí:

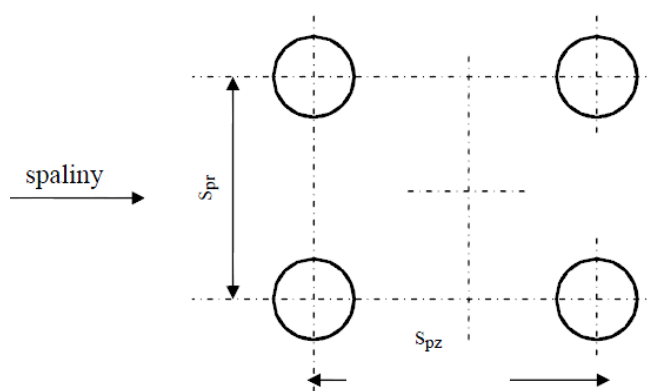
Pro počet řad

$$z < 10 \text{ a } \sigma_{pr} < 3 \quad C_z = 3,12 \cdot z^{0,05} - 2,5$$

$$z < 10 \text{ a } \sigma_{pr} < 3 \quad C_z = 4 \cdot z^{0,02} - 3,2$$

$$z \geq 10 \quad C_z = 1$$

b) Součinitel přestupu tepla při příčném proudění svazků trubek s trubkami za sebou



Obrázek 17 - Uspořádání trubek za sebou

$$\alpha_{1-k} = 0,2 \cdot C_s \cdot C_z \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d} \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (24)$$

Korekční koeficienty

$$C_s = [1 + (2 \cdot \sigma_{pr} - 3) \cdot (1 - \frac{\sigma_{pz}}{2})^3]^{-2} \quad (25)$$

Pro

$$\sigma_{pz} \geq 2, \text{ nebo } \sigma_{pr} \geq 1,5 \text{ bere se } C_s = 1$$

$$\sigma_{pz} < 2 \text{ a } \sigma_{pr} > 3 \quad \sigma_{pr} = 3$$

Součinitel přestupu tepla se vypočte:

$$\alpha_1 = \alpha_{1-s} + \alpha_{1-k} \quad (26)$$

Jestliže má přestup tepla ze spalin do teplosměrné plochy zanedbatelnou teplotu (při teplotě spalin pod 600°C) dá se přestup tepla sáláním zanedbat. Pak je výpočet:

$$\alpha_1 = \alpha_{1-k} \quad (27)$$

c) Součinitel přestupu tepla při podélném obtékání

- Zbůsob je využíván u přestupu tepla ze stěny do páry či vody protékající trubkami.

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l \cdot \frac{\lambda}{d_{ek}} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (28)$$

Korekční koeficienty

- teplota média a stěny – pro páru  $C_t = 1$
- tvar trubky  $C_d = 1$
- poměrná délku trubek  $C_l = 1$

$d_{ek}$  ekvivalentní vnitřní průměr trubky [m]

$$d_{ek} = \frac{4 \cdot S}{s} \quad (29)$$

$S$  plocha průtočného průřezu [m<sup>2</sup>]  
 $s$  obvod smočený tekutinou [m]

## 8. Návrh tepelného výměníku tepla

Na ohřev materiálu slouží hořáky na zemní plyn. Toto odpadní teplo se využije pro ohřev teplé užitkové vody za pomoci výměníku tepla.

Zadané hodnoty vycházejí z průměrných provozních parametrů průmyslové ohřívací pece.

Zadané hodnoty:

- |  |  |
|--|--|
| ➤ Teplota spalin – vstupní do výměníku | 500°C  |
| ➤ Teplota vody – vstupní do výměníku   | 10°C   |
| ➤ Spotřeba zemního plynu               | 235 m <sup>3</sup> <sub>N</sub> .hod <sup>-1</sup> |
| ➤ Přebytek vzduchu ve spalinách        | 3,5 %  |

Požadované hodnoty:

- |                                      |                                       |
|--------------------------------------|---------------------------------------|
| ➤ Teplota vody na výstupu z výměníku | 70 °C                                 |
| ➤ Množství teplé vody                | 5,0 m <sup>3</sup> .hod <sup>-1</sup> |

## 8.1 Výpočet tepelné bilance navrhovaného výměníku

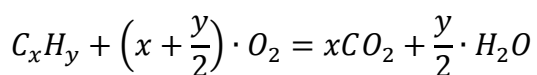
Při výpočtu tepelné bilance výměníku tepla je potřeba vycházet ze základních vlastností sdílení tepla.

Návrh tepelného výměníku pro výše uvedené zadání bylo provedeno pro výměník typu protiproud.

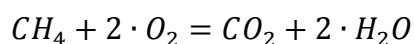
Postup výpočtu k získání množství spalin ze spalování zemního plynu:

### Stechiometrie

Spálení  $1\text{ m}^3$  zemního plynu  $\text{CH}_4$



$$1\text{ m}^3 + \left(x + \frac{y}{2}\right) \cdot \text{m}^3 = x \cdot \text{m}^3 + \frac{y}{2} \cdot \text{m}^3$$



$$1\text{ m}^3 + 2 \cdot \text{m}^3 = 1 \cdot \text{m}^3 + 2 \cdot \text{m}^3$$

Výpočet stechiometrického množství kyslíku

$$V_{O_2} = 2 \cdot CH_4 = 2 \cdot 1 = 2 \text{ [m}_N^3 \cdot \text{m}_N^3]$$

Množství teoretického vzduchu suchého

$$V_{vz,t}^s = \frac{1}{0,21} \cdot V_{O_2} = \frac{1}{0,21} \cdot 2 = 9,524 \text{ [m}_N^3 \cdot \text{m}_N^3]$$

Přebytek vzduchu

$$n = 1 + \frac{O_2}{0,21 - O_2} = 1 + \frac{0,035}{0,21 - 0,035} = 1,2 \text{ [1]}$$

Vlhkost vzduchu

$$v = \frac{V_{vz,t}^v}{V_{vz,t}^s} = \frac{11,524}{9,524} = 1,209 \text{ [1]}$$

Množství vzduchu teoretického vlhkého

$$V_{vz,t}^v = V_{vz,t}^s + V_{H_2O} = 9,524 + 2 = 11,524 \quad [m_N^3 \cdot m_N^3]$$

Objem vody ve vzduchu

$$V_{H_2O} = 2 \cdot CH_4 = 2 \quad [m_N^3 \cdot m_N^3]$$

Množství vzduchu suchého skutečného

$$V_{vz,s}^s = n \cdot V_{vz,t}^s = 1,2 \cdot 9,524 = 11,428 \quad [m_N^3 \cdot m_N^3]$$

Množství vzduchu vlhkého skutečného

$$V_{vz,s}^v = v \cdot V_{vz,s}^s = 1,209 \cdot 11,428 = 13,371 \quad [m_N^3 \cdot m_N^3]$$

Objem  $N_2$  ve spalínách

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V_{vz,t}^s = (0,79 \cdot 9,524) = 7,523 \quad [m_N^3 \cdot m_N^3]$$

Objem  $CO_2$  ve spalínách

$$V_{CO_2} = \sum x \cdot C_x H_y = 1 \quad [m_N^3 \cdot m_N^3]$$

Objem  $H_2O$  ve spalínách

$$V_{H_2O} = \sum \frac{y}{2} \cdot C_x H_y + (v - 1) \cdot V_{vz,s}^s$$

$$V_{H_2O} = 2 + (1,209 - 1) \cdot 11,428 = 4,388 \quad [m_N^3 \cdot m_N^3]$$

Objem  $O_2$  ve spalínách

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot V_{vz,t}^s \cdot (n - 1) = 0,21 \cdot 9,524 \cdot (1,2 - 1) = 0,4 \quad [m_N^3 \cdot m_N^3]$$

Množství spalín vzniklých teoretických suchých

$$V_{sp,s}^t = V_{CO_2} + V_{N_2} = 1 + 7,523 = 8,523 \quad [m_N^3 \cdot m_N^3]$$

Množství spalín skutečných suchých

$$V_{sp,s}^s = V_{sp,s}^t + (n - 1)V_{vz,t}^s = 8,523 + (1,2 - 1)9,524 = 10,429 \quad [m_N^3 \cdot m_N^3]$$

Množství spalin skutečných vlhkých

$$V_{sp,s}^v = V_{sp,s}^s + V_{H_2O} = 10,429 + 4,388 = 14,817 \text{ [m}_N^3 \cdot \text{m}_N^3]$$

Objem spalin

$$V_{sp} = V_{sp}^v \cdot 235 = 3481,995 \text{ [m}_N^3 \cdot \text{hod}^{-1}] \rightarrow 0,967 \text{ [m}_N^3 \cdot \text{s}^{-1}]$$

Měrná tepelná kapacita spalin

Výpočet bude proveden dle Vúchz Brno. Index  $i$  ve vzorcích představuje jednotlivé plyny ve spalinách, tedy  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{O}_2$ .

Tabulka 3 - Koeficienty pro výpočet  $c_p$

	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>	<b>E</b>
<b>CO<sub>2</sub></b>	31,95	$3,570 \cdot 10^{-2}$	$-1,529 \cdot 10^{-5}$	$2,312 \cdot 10^{-9}$	$-3,758 \cdot 10^{-5}$
<b>O<sub>2</sub></b>	24,33	$1,661 \cdot 10^{-2}$	$-7,446 \cdot 10^{-6}$	$1,246 \cdot 10^{-9}$	$6,777 \cdot 10^{-6}$
<b>N<sub>2</sub></b>	23,63	$1,254 \cdot 10^{-2}$	$-4,136 \cdot 10^{-6}$	$4,801 \cdot 10^{-10}$	$1,724 \cdot 10^{-5}$
<b>H<sub>2</sub>O</b>	25,36	$1,933 \cdot 10^{-2}$	$-3,798 \cdot 10^{-6}$	$1,751 \cdot 10^{-10}$	$2,538 \cdot 10^{-5}$

Měrná tepelná kapacita jednotlivé složky:

$$c_{pi} = \frac{(A_i + B_i \cdot T_{stř} + C_i \cdot T_{stř}^2 + D_i \cdot T_{stř}^3 + \frac{E_i}{T_{stř}^2})}{22,4} \text{ [KJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Měrná tepelná kapacita směsi:

$$c_{p(směsi)} = \sum c_{pi} \cdot y_i \text{ [KJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Tabulka 4 - Výpočet měrné tepelné kapacity spalin

	$y_i$	$c_{pi} \text{ [KJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}]$	$c_p \text{ [KJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}]$
<b>CO<sub>2</sub></b>	0,11	2,2981	<b>1,591</b>
<b>O<sub>2</sub></b>	0,035	1,4864	
<b>N<sub>2</sub></b>	0,675	1,386	
<b>H<sub>2</sub>O</b>	0,206	1,702	



Hmotnostní tok vody

$$t_{stř,H_2O} = \frac{t_{vstup,H_2O} + t_{výstup,H_2O}}{2} = \frac{10 + 70}{2} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_{H_2O} = 992,220 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}$$

$$m_{H_2O} = \frac{V_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O}}{3600} = \frac{5 \cdot 992,220}{3600} 1,378 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Výkon Výměníku

$$Q = m_{H_2O} \cdot c_{p_{H_2O}} \cdot (t_{výstup,H_2O} - t_{vstup,H_2O}) = 1,378 \cdot 4,178 \cdot (70 - 10)$$

$$Q = 345,437 \text{ [KW]}$$

Teplota spalin na výstupu

$$Q = V_{sp} \cdot c_{p_{sp}} \cdot (t_{sp,vstup} - t_{sp,vystup})$$

$$t_{sp,vystup} = 500 - \frac{Q}{V_{sp} \cdot c_{p_{sp}}} = \frac{345,437}{0,967 \cdot 1,591} = 238 \text{ [} ^\circ\text{C}\text{]}$$

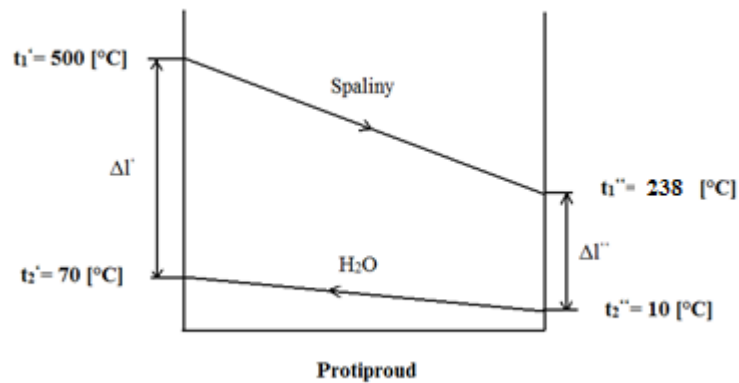
### 8.1.1 Teplotní spát pro protiproudý výměník

Výpočet teplotního spádu

Teplotný výkon výměníku je dán rozdílem teplot ochlazovaného a ohřívaného média.

Střední logaritmická teplota

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(500 - 70) - (238 - 10)}{\ln \frac{430}{228}} = 318 \text{ [} ^\circ\text{C}\text{]}$$



Obrázek 18 - Teplotní poměry protiproudého výměníku

### 8.1.2 Tepelná bilance pro spaliny

Hodnoty pro výpočty kritériálních rovnic jsou vztaženy na střední teplotu spalin. Charakteristický je vnější průměr trubky.

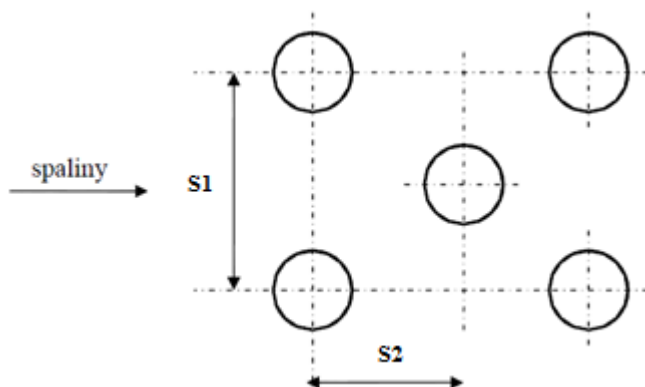
střední teplota spalin

$$t_{stř,sp} = \frac{t_{vstup,sp} + t_{výstup,sp}}{2} = \frac{500 + 238}{2} = 369 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

Vnější průměr trubky

$$D = 0,025 \text{ [m]}$$

Postup výpočtu při nuceném obtékání válcových těles, pro trubky uspořádané střídavě.



Obrázek 19 - Proudění kolmo na svazek trubek

$$c = 0,41$$

$$n = 0,6$$

$$S_1 = 80 \text{ [mm]}$$

$$S_2 = 40 \text{ [mm]}$$

$$\varepsilon_s = \left(\frac{S_1}{S_2}\right) \geq 2 \rightarrow \varepsilon_s = 1,12$$

Součinitel tepelné vodivosti

$$\lambda_{ocel} = 43,031 \text{ [W.m}^{-1}\text{K}^{-1}\text{]}$$

$$\lambda_{sp,369} = 4,89 \cdot 10^{-2} \text{ [W.m}^{-1}\text{K}^{-1}\text{]}$$

Kinematická viskozita

$$\nu_{sp,369} = 37,1 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^2\text{.s}^{-1}\text{]}$$

Rychlost spalín volím  $w = 14 \text{ m/s}^{-1}$ , za předpokladu, že jsou spaliny čisté odprášené.

$$L = D$$

$$Pr_{sp} = 0,65$$

Reynoldsovo kritérium

$$Re = \frac{w \cdot D}{\nu} = \frac{14 \cdot 0,025}{37,1 \cdot 10^{-6}} = 9433,96$$

Nusseltovo kritérium

$$Nu = c \cdot Re^n \cdot Pr^{0,33} \cdot \varepsilon_s$$

$$Nu = 0,26 \cdot 9433,96^{0,6} \cdot 0,65^{0,41} \cdot 1,12 = 72,535$$

Součinitel přestupu tepla

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} = \frac{72,535 \cdot 4,89 \cdot 10^{-2}}{0,025} = 141,87 \text{ [W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}\text{]}$$

### 8.1.3 Tepelná bilance pro vodu

Hodnoty pro výpočty kritériálních rovnic jsou vztaženy na střední teplotu vody. Rychlost vody volím  $1,2 \text{ m.s}^{-1}$ .

Střední teplota vody

$$t_{stř,H_2O} = \frac{t_{vstup,H_2O} + t_{výstup,H_2O}}{2} = \frac{10 + 70}{2} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Prantlovo kritérium

$$a = \frac{\lambda}{cp \cdot \rho} = \frac{63,32 \cdot 10^{-2}}{4,174 \cdot 992,2} = 1,527 \cdot 10^{-4}$$

$$v = \frac{\eta}{\rho} = \frac{6,531 \cdot 10^{-4}}{992,220} = 6,58 \cdot 10^{-7} \text{ [m}^2 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$Pr = \frac{v}{a} = 4,3$$

Reynoldsovo kritérium

$$Re = \frac{\omega \cdot d}{v} = \frac{1,2 \cdot 0,0224}{6,58 \cdot 10^{-7}} = 40851,063$$

Nuseltovo kritérium

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}$$

$$Nu = 0,021 \cdot 40851,063^{0,8} \cdot 4,3^{0,43} = 192,12$$

Součinitel přestupu tepla

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{192,12 \cdot 0,6332}{0,0224} = 5430,82 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$$

## 8.2 Výpočet základních parametrů výměníku

Materiál trubek a ostatní komponenty v celém trubkovém výměníku budu volit jako ocel.

Výpočet součinitele prostupu tepla:

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot D} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{ocel}} \cdot \ln \frac{D}{d} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d}}$$
$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{141,87 \cdot 0,025} + \frac{1}{2 \cdot 43,031} \cdot \ln \frac{0,025}{0,0224} + \frac{1}{5430,82 \cdot 0,0224}}$$
$$k = 118,2 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$$

Teplosměnná plocha

$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{stř}} = \frac{345437}{118,2 \cdot 318} = 9,19 \text{ [m}^2\text{]}$$

Délka trubky výměníku

$$l_{tr} = \frac{S}{\pi \cdot D} = \frac{9,19}{\pi \cdot 0,025} = 110,1 \text{ [m]}$$

Délka trubky v ose

$$L_{trubka,osa} = 2 \cdot \left(R + \frac{D}{2}\right) + R \cdot \left(\frac{n}{2} - 1\right) \pi + \frac{n}{2} \cdot l$$
$$L_{trubka,osa} = 2 \cdot \left(0,04 + \frac{0,025}{2}\right) + 0,04 \cdot \left(\frac{32}{2} - 1\right) \pi + \frac{32}{2} \cdot 0,5 = 9,989 \text{ [m]}$$

volím:

$$R = 0,04 \text{ [m]}$$

$$l = 0,5 \text{ [m]}$$

$$n = 32$$

Počet trubek, celkový

$$T_{trub,cel} = \frac{l_t}{L_{trubka,osa}} = \frac{110,1}{9,989} = 11,12 \rightarrow 12 \text{ trubek}$$

Šířka trubek ve svazku

$$s_{trubka,svazek} = 2 \cdot \left(R + \frac{D}{2}\right) + l = 2 \cdot \left(0,04 + \frac{0,025}{2}\right) + 0,5 = 0,605 \text{ [m]}$$

Šířka výměníku, celková

$$s_c = s_{trubka,svazek} + D = 0,605 + 0,025 = 0,63 \text{ [m]}$$

Výška výměníku po kraj trubky

$$h = D + \frac{S_1}{2} + S_1 \cdot \left(\frac{T_{trub,cel}}{2} - 1\right) = 0,025 + \frac{0,08}{2} + 0,08 \cdot \left(\frac{12}{2} - 1\right) = 0,490 \text{ [m]}$$

Délka výměníku

$$l = S_2 + D + \left(\frac{n}{2} - 1\right) \cdot 2 \cdot S_2 = 0,04 + 0,025 + \left(\frac{32}{2} - 1\right) \cdot 2 \cdot 0,04 = 1,265 \text{ [m]}$$

- bez přívodu spalin

$$l_{bez} = (4 \cdot D) + l = (4 \cdot 0,025) + 1,265 = 1,365 \text{ [m]}$$

- s přívodem spalin

$$L_{celkova} = l_{bez} + (2 \cdot l_{priruba}) = 1,365 + (2 \cdot 0,2) = 1,765 \text{ [m]}$$

$$l_{priruba} = 0,2 \text{ [m]}$$

Průřez pro průchod spalin

$$S_{spalin} = (h \cdot s_c) - (s_{trubka,svazek} \cdot D \cdot T_{trub,cel})$$

$$S_{spalin} = 0,456 \cdot 0,63 - 0,605 \cdot 0,025 \cdot 12 = 0,105 \text{ [m}^2\text{]}$$

## 9. Hydraulický a aerodynamický výpočet

Cílem tohoto výpočtu bude určit tlakové ztráty parovodního a spalínového traktu. Určení celkových ztrát je důležité pro návržení vhodného čerpadla a ventilátoru. Teplosměnná plocha spalínového výměníku je řešena jako svazek trubek, který je omýván příčným proudem média.

### Výpočet tlakové ztráty ve výměníku spaliny – voda

Tlaková ztráta třením i místní odpory

$$\Delta p = \xi_1 \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{sp}$$

$\xi_1$  součinitel tlakové ztráty [1]

$w_{sp}^2$  skutečná rychlost spalín [ $m \cdot s^{-1}$ ]

$\rho_{sp}$  hustota spalín [ $m^3 \cdot kg^{-1}$ ]

Součinitel tlakové ztráty

$$\xi_1 = (6 + 9 \cdot n) \cdot Re^{-26} \cdot \left(\frac{S_1}{D}\right)^{-0,23} = (6 + 9 \cdot 32) \cdot 9433,96^{-0,26} \cdot \left(\frac{0,08}{0,025}\right)^{-0,23}$$

$$\xi_1 = 25 [1]$$

Hustota spalín

$$\rho_{sp} = \sum y_i \cdot \frac{M_i}{V_m} [kg \cdot m^{-3}]$$

Tabulka 5 – Výpočet hustoty spalín

	$y_i$	$M_i$ [kg]	$V_m$ [m <sup>3</sup> ]	$\rho_{sp}$ [kg.m <sup>-3</sup> ]
<b>CO<sub>2</sub></b>	0,11	44	22,4	<b>1,27</b>
<b>O<sub>2</sub></b>	0,035	32	22,4	
<b>N<sub>2</sub></b>	0,675	28	22,4	
<b>H<sub>2</sub>O</b>	0,206	44,8	44,8	

Skutečná rychlost spalin

$$w_{sp,sk} = \frac{V_{sp,sk}}{S_{v,sp}} = \frac{2.207}{0.105} = 21.019 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Objem spalin při střední teplotě

$$V_{sp,sk} = V_{sp} \cdot \frac{273,15 + t_{stř,sp}}{273,15} = 0,939 \cdot \frac{273,15 + 369}{273,15} = 2,207 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Uspořádání trubek ve svazku

$$\sum \Delta p_{90^\circ} = C_1 \cdot C_2 \cdot Re^{-0,27} \cdot (n + 1) \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{sp}$$
$$\sum \Delta p_{90^\circ} = 2,2 \cdot 0,9 \cdot 9433,96^{-0,27} \cdot (32 + 1) \cdot \frac{21,019^2}{2} \cdot 1,29 = 332 \text{ [Pa]}$$

kde

$C_1$  – součinitel, který závisí na rozteči trubek ve směru šířky  $S_1$

$C_2$  – součinitel, který závisí na vzdálenosti středu trubek ve svazku

Tlaková ztráta náběhové části při proudění šikmo k trubkovému svazku

$$\Delta p_H = 2 \cdot \psi(\varphi) \cdot \sum \Delta p_{90^\circ} = 2 \cdot 1 \cdot 332 = 664 \text{ [Pa]}$$

Celková tlaková ztráta

$$\Delta p_c = \Delta p + \Delta p_H = \xi_1 \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{sp} + \Delta p_H = (25 \cdot \frac{21,019^2}{2} \cdot 1,29) + 664 = 7671 \text{ [Pa]}$$

### Výpočet tlakové ztráty vně trubky voda – voda

Tlaková ztráta třením

$$\Delta p_\lambda = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_{H_2O,skut}^2}{2} \cdot \rho_{H_2O} \text{ [Pa]}$$

Součinitel tření

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} = \frac{0.3164}{40851^{0.25}} = 0.022 \text{ [1]}$$



Skutečná rychlost vody

$$w_{H_2O,skut} = \frac{\frac{m_{H_2O}}{\rho_{H_2O}}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot x} = \frac{\frac{1.378}{992.220}}{\frac{\pi \cdot 0.025^2}{4} \cdot 12} = 0.28 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Celková tlaková ztráta třením

$$\Delta p_\lambda = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho_{H_2O} = 0,022 \cdot \frac{101,1}{0,0224} \cdot \frac{0,28^2}{2} \cdot 992,220 = 3922,8 \text{ [Pa]}$$

Tlaková ztráta místní

$$\Delta p_\xi = \xi \cdot \frac{w_{H_2O,skut}^2}{2} \cdot \rho_{H_2O}$$

$\xi$  – součinitel tlakové ztráty, odvozen z tabulek

Celková ztráta místní

$$\Delta p_\xi = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho = 2,75 \cdot \frac{0,28^2}{2} \cdot 992,220 = 3208,8 \text{ [Pa]}$$

Uspořádání trubek ve svazku

$$\sum \Delta p_{90^\circ} = C_1 \cdot C_2 \cdot Re^{-0,27} \cdot (n + 1) \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{sp}$$
$$\sum \Delta p_{90^\circ} = 2,2 \cdot 0,9 \cdot 40851^{-0,27} \cdot (32 + 1) \cdot \frac{0,28^2}{2} \cdot 992,220 = 124 \text{ [Pa]}$$

Tlaková ztráta náběhové části při proudění šikmo k trubkovému svazku

$$\Delta p_H = 2 \cdot \psi(\varphi) \cdot \sum \Delta p_{90^\circ} = 2 \cdot 1 \cdot 124 = 248 \text{ [Pa]}$$

Celková tlaková ztráta

$$\Delta p_c = \Delta p_\lambda + \Delta p_\xi + \Delta p_H = 3922,8 + 3208,8 + 248 = 7379,4 \text{ [Pa]}$$

## 10. Popis technologických součástí

Zapojení součástí bude provedeno podle tepelného a regulačního schématu (viz. příloha).

### 10.1 Návrh ventilátoru

Volba ventilátoru pro překonání tlakové ztráty 7671 Pa. Volím spalínový ventilátor od firmy Cipres filtr Brno s.r.o.



Obrázek 20 - Spalínový ventilátor

Tabulka 6 - Výkonové parametry spalínového ventilátoru

Typ	Dopravní tlak [Pa]	Vzduchový výkon [m <sup>3</sup> .hod <sup>-1</sup> ]	Příkon mototu [kW]
F25-6t	8000	13440	55

### 10.2 Návrh oběhového a cirkulačního čerpadla

Oběhová čerpadla nám slouží k zajištění cirkulace vody v systému. Na oběhová čerpadla se klade hodně nároků. Mají bezobslužný provoz, dlouhou životnost, bezhlučnost, nízkou spotřebu elektřiny a možnost změny otáček. Používají se pro klimatizační jednotky, oběhová a topná zařízení.

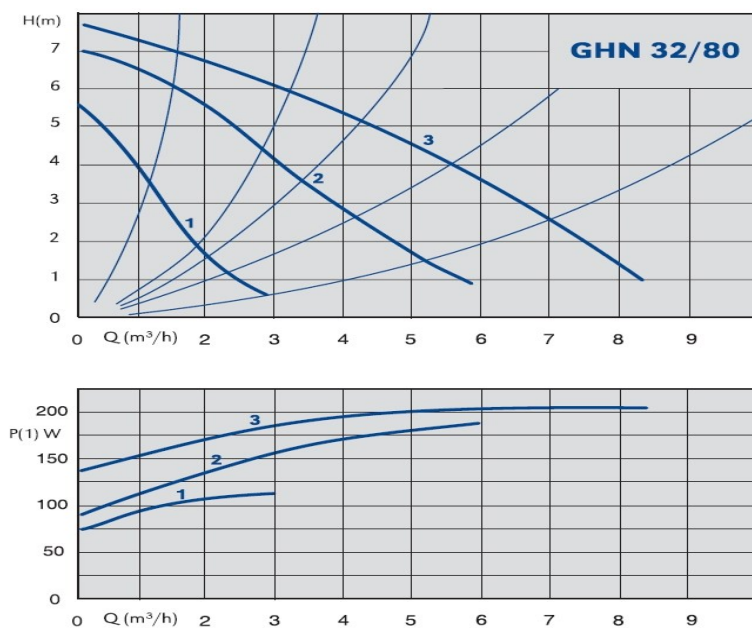
Volím oběhové čerpadlo IMP Pumps, d.o.o, typ čerpadla GHN 32/80-180



Obrázek 21 – oběhové čerpadlo

Tabulka 7 - Výkonové parametry oběhového čerpadla

Typ	Maximální průtok [ $\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$ ]	Jmenovitý tlak [bar]	min. max. teplota média [ $^{\circ}\text{C}$ ]
GHN 32/80-180	8,4	10	-10 až +110



Obrázek 22 – Parametry oběhového čerpadla

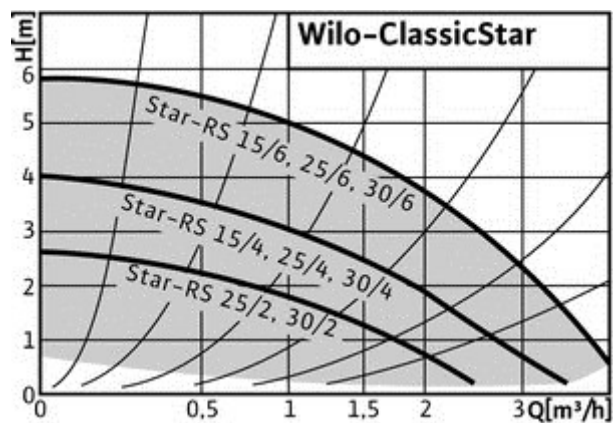
Cirkulační čerpadlo Grundfos UPS 25-40 230V 180mm

Tabulka 8 - Výkonové parametry cirkulačního čerpadla

Typ	Maximální provozní tlak [bar]	min. max. teplota média [°C]
UPS 25-40	10	-10 až +110



Obrázek 23 – Cirkulační čerpadlo



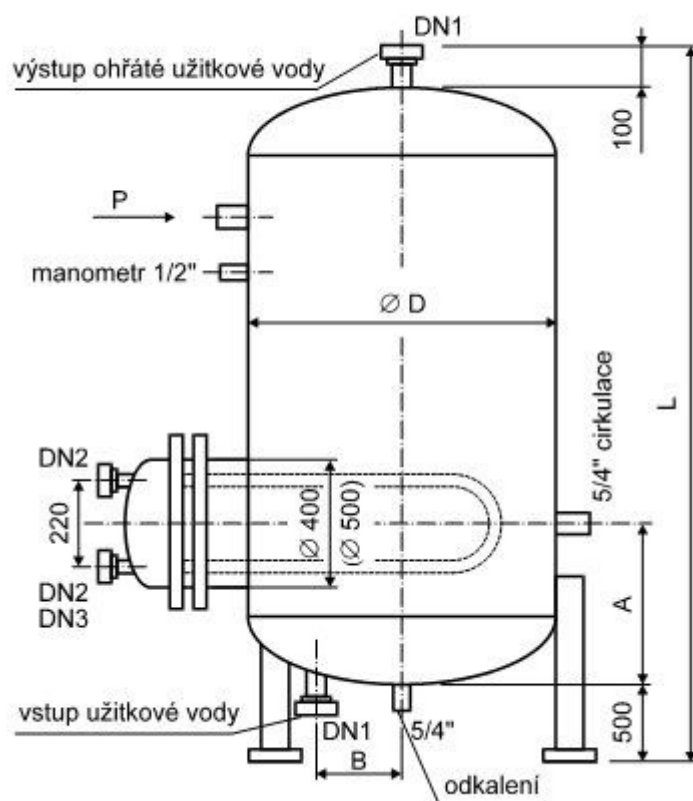
Obrázek 24 – Parametry cirkulačního čerpadla

## 10.3 Akumulační nádrž

Zásobník stojatý je zásobníková tlaková nádoba určená pro akumulaci ohřevu vody.

Topné

médium proudí v měděné výhřevné vložce, kde vstupuje do horního hrdla vložky.



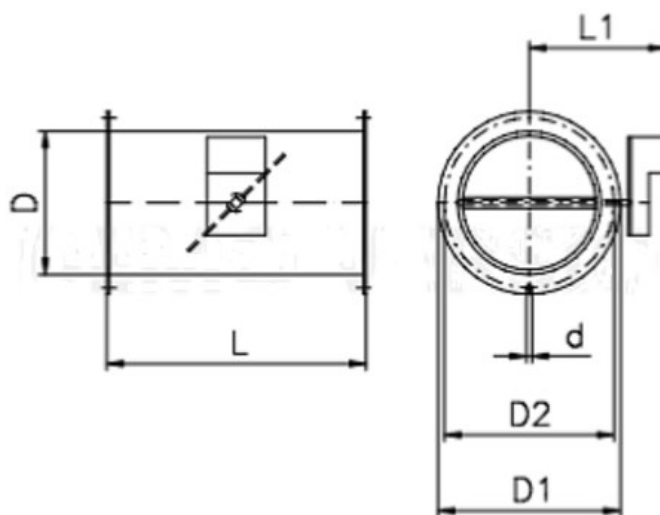
Obrázek 25 - BSDV bojler na vodu

Tabulka 9 - Technické údaje zásobníku stojatého

Objem [l]	D [mm]	L [mm]	A [mm]	B [mm]	Hmotnost [kg]	DN1 [příruba]
6300	1600	3980	880	350	1700	80
Výhřevná plocha [m <sup>2</sup> ] 12						

## 10.4 Spalinová klapka

Spalinová klapka KL se používá pro uzavírání odvodu spalin. Klapka je z ocelového plechu s elektrickým pohonem. Hřídel klapky je utěsněn a poloha klapky je vybavena koncovým spínačem. Zabudování do potrubí je přírubovým spojem.



Obrázek 26 - Spalinová klapka KL 400

Tabulka 10 - Technická data spalinové klapky

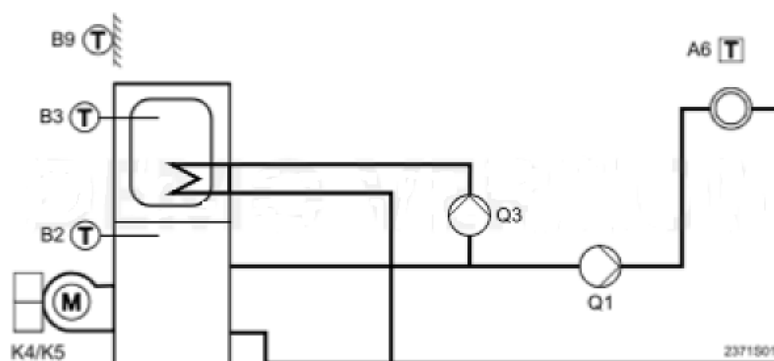
Typ klapky	D [mm]	L [mm]	L1 [mm]	D2 [mm]	D1 [mm]
KL 400	400	450	460	445	480
Průměr otvoru d [mm]		Počet otvorů n			
12		12			

## 10.5 Regulátor

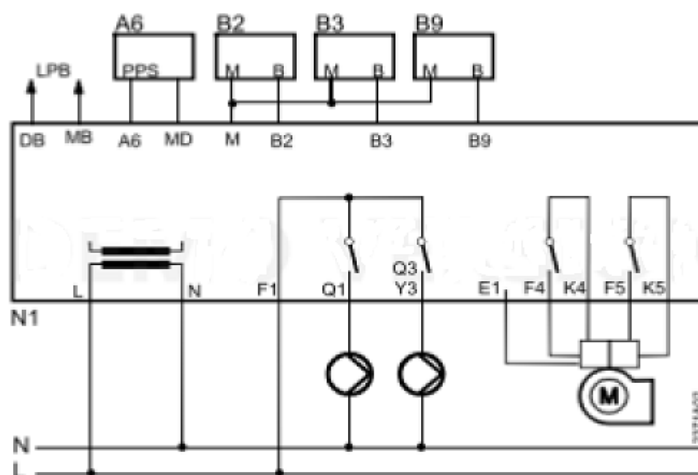
Regulátor typu RVA43-223, který ovládá dvě klapky a dvě čerpadla. Je to regulátor pro sériovou montáž ke zdrojům tepla s 2- stupňovým hořákem, nabíjecím čerpadlem teplé užitkové vody či přepouštěcím ventilem.



Obrázek 27 - Regulátor RVA43-223



Obrázek 28 – Hydraulické schéma



Obrázek 29 – Elektrické schéma

## 10.6 Tlaková expanzní nádoba

Expanzní nádoba je určena k provozu v uzavřených tlakových topných systémech. Eliminuje zvýšený objem topného média, jenž je způsoben ohřevem.



Obrázek 30 - Talková expanzní nádoba

Tabulka 11 - Technická data expanzní nádoby

Typ nádoby	Objem	Max tlak [bar]	Připojení	D [mm]	H [mm]
Maxivaren LS 500	500	10	1"	775	1460
Maxivaren LR 50	50	6	3"	380	620



## 11. Konstrukční řešení a systémová regulace projektu

Na ohřev teplé užitkové vody je využito odpadní teplo z ohřívací pece. Na základě výpočtů a to především teplot a množství spalin jsem se rozhodl pro rekuperační trubkový výměník tepla (viz příloha 01-2014V).

Pro regulaci toku spalin budou zde využity dvě motoricky ovládané klapky. Výměník je zapojený do okruhu s akumulací nádrží o objemu 6300l. Regulační systém také bude obsahovat čerpadla, expanzní nádoby, ventily, kohoutky, filtry, tlakoměry, teploměry a regulátor.

Když teplota v zásobníku tepla na teplou užitkovou vodu poklesne pod 70°C, tak regulátor zavře spalinovou klapku komínovou, otevře spalinovou klapku výměňkovou a zapne čerpadlo oběhové. Pokud se voda ohřeje na požadovanou teplotu, zavře se klapka spalinová a otevře klapka komínová. Zastavení čerpadla je až po určité časové době a to z důvodu možné přeměny skupenství vody v trubkách výměníku. Akumulační nádrž je dimenzována na trvalý odběr vody 5m<sup>3</sup>.hod<sup>-1</sup>.

Popis zařízení (viz. příloha 02-2014V)

1. Akumulační nádrž BSDV, 6300l
2. Výměník tepla
3. Tlaková expanzní nádoba TUV, Maxivarem LS 500
4. Tlaková expanzní nádoba TO, Maxivaren LR 50
5. Oběhové čerpadlo IMP GHN 32/80-180
6. Cirkulační čerpadlo UPS 25-40
7. Kohout kulový, R910 – DN80 – 9ks
8. Kohout kulový, R910 – DN50 – 1ks
9. Kohout kulový, R910 – DN20 – 2ks
10. Kohout vypouštěcí R608 – DN 15 – 2ks
11. Ventil zpětný, DN80 – 1ks
12. Ventil zpětný, DN20 – 1ks
13. Filtr R94A – DN80 – 1ks
14. Filtr R94A – DN20 – 1ks
15. Ventil pojistný 0,6 Mpa – DN40 – 1ks
16. Ventil pojistný 0,4 Mpa – DN40 – 1ks
17. Vodoměr  $5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ , DN25 – 1ks
18. Tlakoměr 0 – 600 kPa – 2ks
19. Tlakoměr 0 – 400 kPa – 3ks
20. Teploměr DTR 0 – 100 °C
21. Teploměr 0 – 500 °C – 2ks
22. Uzavírací klapka DN300 , s elektropohonem – 2ks
23. Tlakoměr 0 – 500 Pa – 2ks
24. Regulátor RVA 43 – 223
25. Spalinový ventilátor, Cipres F25 – 6T

## 12. Ekonomické vyhodnocení

Spotřebovaný výkon na ohřev teplé užitkové vody.

$$Q_{TUV} = Q \cdot h \text{ [Wh} \cdot \text{rok}^{-1}\text{]}$$

$Q$  výkon výměníku v zásobníku [W]

$h$  počet hodin v provozu zásobníku [hod.rok<sup>-1</sup>]

$$Q_{TUV} = 345000 \cdot 3600 = 1137 \text{ [MWh} \cdot \text{rok}^{-1}\text{]}$$

Provozní náklady ohřevu teplé vody

$$N_{TUV} = Q_{TUV} \cdot c_{CH_4} \text{ [Kč} \cdot \text{rok}^{-1}\text{]}$$

$c_{CH_4}$  náklady na zemní plyn [Kč.MWh<sup>-1</sup>]

$$N_{TUV} = Q_{TUV} \cdot c_{CH_4} = 1137 \cdot 1025 = 1106153 \text{ [Kč} \cdot \text{rok}^{-1}\text{]}$$

Cena jednotlivých technologických součástí (investiční náklady):

Rekuperační trubkový výměník	115000 Kč
Spalinový ventilátor	21000 Kč
Oběhové, cirkulační čerpadlo	52000 Kč
Zásobníková nádoba	120000 Kč
Spalinové klapky	2500 Kč
Servopohony spalinových klappek	5000 Kč
Regulátor	15000Kč
Vodoměr	5000 Kč
Ventily a kohoutky	50000 Kč
Tlakové nádoby	30000
Instalace včetně montáží	100000 Kč

Celkové investiční náklady  $N$  vyšly na 560500 Kč.

### **Ekonomická efektivnost investic**

Doba návratnosti

$$T_S = \frac{N}{N_{TUV}} = \frac{560500}{1106153} = 0,57$$

$T_S$  doba návratnosti [rok]

$N$  investiční náklady [Kč]

$N_{TUV}$  přínos [ $Kč \cdot rok^{-1}$ ]

Předpokládaná doba návratnosti je zhruba půl roku.

## 13. Závěr

Pro ohřev teplé užitkové vody je v této práci využito odpadní teplo horkých spalin průmyslové ohřívací pece, spalující zemní plyn. V teoretické části je popsáno využití odpadního tepla spalin, jakožto druhotného energetického zdroje. Práce se zabývá průmyslovým plynovým spotřebičům, zejména plynovým pecím a hořáků na zemní plyn. V další části práce popisuje typy tepelných výměníků tepla a jejich konstrukčního řešení. Podle zadaných hodnot je proveden výpočet tepelné bilance a na jeho základě se vyřeší konstrukční návrh výměníku tepla.

Výměník je zapojený na okruh teplé užitkové vody, kde se nachází akumulární nádrž, expanzní nádoba, měřicí, uzavírací a regulační armatur. Podle výpočtů hydraulických a aerodynamických ztrát je navržen ventilátor a oběhové čerpadlo, které jsou zapojeny do tepelného okruhu výměník tepla – nádrž TUV. Dále je pak spočítáno teoretické ekonomické zhodnocení.

Díky vysokým cenám energií je investice do zpětného získání tepla výhodná, s rychlou návratností. Cena zemního plynu bude narůstat, každá investice do úspory energií s krátkou návratností přináší v budoucnu zisk.

## 14. Seznam použité literatury

- [1] Kysela, L. (2008) Využití odpadního tepla, poznámky k přednáškám. Ostrava
- [2] Blahož, V., Lapčík V. (1989) Návody do cvičení z termomechaniky
- [3] Ražnjevič. K. (1984) Termodynamické tabulky, Alfa Bratislava
- [4] Kadlec, Z. (2001) Termomechanika, návody do cvičení
- [5] Kolat, P. (1986) Přenos tepla a hmoty, Ostrava
- [6] Jirouš, F, Marvan, B. (1983) Experimentální cvičení měření v tepelné energetice, Vydavatelství ČVUT, Praha
- [7] <http://www.komap.cz/data/tabulky/45-KAT08%20pl%20PN6.pdf>
- [8] [www.tzb-info.cz](http://www.tzb-info.cz)

## 15. Seznam příloh

Výkresová dokumentace:

01-2014V: Trubkový výměník

02-2014V: Schéma zapojení

CD s diplomovou prací a výkresy